УДК 697.1; 621.5

Федюшко Юрий Михайлович,
д.т.н., профессор, заведующий кафедрой ТГВ и
ВВ имени академика Б.И. Боровского,
институт «Академия строительства и архитектуры»,
ФГАОУ ВО «КФУ им. В.И.Вернадского»

Кунгурцев Алексей Алексеевич,
магистр С-м-о 245 группы, институт
«Академия строительства и архитектуры»,
ФГАОУ ВО «КФУ им. В.И.Вернадского»

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТИВНОЙ УСТАНОВКИ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ПРИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ВЫТЯЖНОГО ПОТОКА И НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Аннотация. Статья посвящена анализу эффективности теплонасосно-рекуперативных установок в системах кондиционирования и вентиляции с использованием теплоты вытяжного воздуха и наружного воздуха. Рассмотрены современное состояние и перспективы внедрения теплонасосных технологий, особенности их применения в жилищно-коммунальном хозяйстве, административных зданиях и сельском хозяйстве. Представлены схемные решения с утилизацией теплоты вентиляционных выбросов и сточных вод.

Ключевые слова: Тепловой насос, вентиляция, кондиционирование воздуха, утилизация теплоты, вытяжной воздух, сточные воды, энергоэффективность, жилищно-коммунальное хозяйство.

Постановка проблемы. В последние годы изучению преимуществ теплонасосных технологий и обоснованию актуальности их внедрения уделяется всё больше внимания. Ближайшие годы основным потребителем теплонасосных технологий, вероятно, станет жилищно-коммунальное хозяйство – важнейшая социальная сфера, потребляющая свыше 30% топливно-энергетических ресурсов. Средний расход тепловой энергии в этом секторе превышает 600 кВт·ч/ч на 1 м² отапливаемой площади, что в 4 – 5 раз выше аналогичных показателей таких стран с холодным климатом, как Финляндия или Швеция [1,2].

Производство тепловых насосов ориентировано на специфические потребности стран-изготовителей, учитывающее идет не только о климатические особенности, но и применяемые строительные технологии, архитектурно – планировочные решения объектов ЖКХ, новые материалы, рыночный спрос и даже национальные традиции.

Анализ последних исследований и публикаций. Мировая практика сегодня предлагает широкое разнообразие тепловых насосов, которые различаются по принципу действия (парокомпрессионные, абсорбционные, термоэлектрические), типу привода компрессоров (электроприводы, двигатели внутреннего сгорания, паровые или газовые турбины), источнику низкопотенциальной теплоты, комбинации теплоносителей (вода – вода, воздух – вода, грунт – вода) и другим характеристикам.

Наибольшее распространение получили парокомпрессионные тепловые насосы с электрическим приводом, а также сорбционные – с тепловым. Первые целесообразны там, где электроэнергия относительно дешева. Вторые выгодны при наличии низкотемпературных источников теплоты (отработанные газы, вода, пар) или альтернативной тепловой энергии (солнце, геотермальные воды, тепло грунта).

Основное условие рационального применения теплонасосных систем – удачное сочетание параметров низкопотенциального источника теплоты с достаточной энергоемкостью и требуемых характеристик теплоносителя у потребителя.

Удобными источниками низкопотенциальной теплоты для тепловых насосов служат атмосферный воздух, вода естественных водоемов, почва, грунтовые воды, а также техногенные источники: теплота после систем охлаждения оборудования или технологических процессов, теплота отработанного вентиляционного воздуха и т.п.

Основные материалы исследования. Высокопотенциальная тепловая энергия, полученная в тепловом насосе, обычно используется для отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, в технологических процессах сушки различных материалов, сырья и изделий, для создания микроклимата в концертных залах и спортивных комплексах, а также для осушения влажных помещений без их охлаждения.

Доли различных типов тепловых насосов на мировом рынке по объемному показателю приведены на диаграмме (рис. 1) [4].

Анализ показывает, что применение теплонасосных установок позволяет эффективно решать большинство энергетических задач в диапазоне температур 30 – 85 °С [4,5]. Их уникальные технологические и термодинамические характеристики открывают новые возможности в сфере теплоснабжения, используя ранее недоступные ресурсы. Это дает возможность преодолеть ряд проблем, которые без использования тепловых насосов были бы либо слишком затратными, либо технически неосуществимыми.

Анализ эксплуатационных характеристик тепловых насосов типов «воздух – воздух» и «воздух – вода» в качестве теплогенераторов, для автономных систем отопления жилых и административных зданий показывает, что в климатических условиях юга России такие установки способны работать эффективно и надежно. Основные сложности при создании подобных систем связаны с организацией оттаивания испарителя при отрицательных температурах наружного воздуха и высокой относительной влажности, а также с поддержанием заданного уровня комфортной температуры в помещении при пониженной температуре теплоносителя.

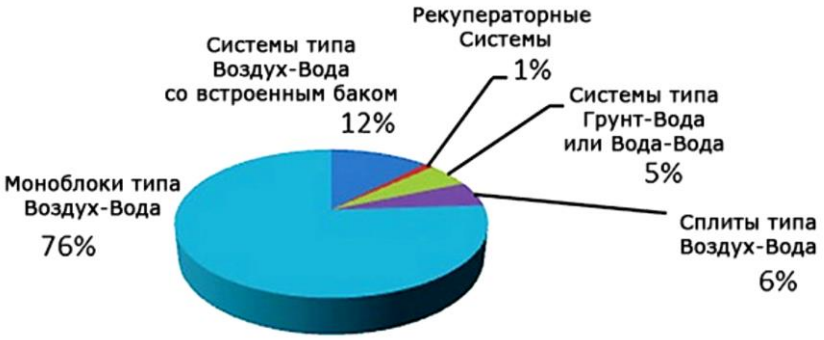


Рисунок 1. Доли различных типов тепловых насосов
на мировом рынке по объемному показателю

В традиционных решениях теплота, затрачиваемая на нагрев приточного воздуха, удаляется в атмосферу вместе с вытяжным воздухом. Однако эту энергию можно утилизировать для предварительного подогрева приточного воздуха. Дальнейшее охлаждение удаляемого воздуха возможно в испарителе теплового насоса либо в рекуператоре теплонасосной системы теплоснабжения [6].

Практический интерес представляет модернизация индивидуальных тепловых пунктов путем оснащения их тепловыми насосами типа «воздух – вода». Установка тепловых насосов

позволяет отключать котельную от потребителя в летний период для проведения ремонтных и профилактических работ, обеспечивая при этом гарантированное горячее водоснабжение объектов. В ряде случаев теплонасосные установки на модернизированных тепловых пунктах способны надолго заменить традиционное теплоснабжение от котельных, особенно в регионах с мягким климатом.

Еще одной областью применения данного принципа являются системы кондиционирования воздуха. Тепловой насос способен повысить тепловой комфорт, однако для снижения энергопотребления в большинстве зданий применяются герметичные конструкции, которые могут усугублять проблему загрязнения внутреннего воздуха. Кроме того, конструкция многих коммерческих воздушных тепловых насосов, используемых в теплый период для кондиционирования, не предусматривает функции притока свежего воздуха и его увлажнения [3].

Таким образом, внедрение теплонасосных установок открывает возможности для двойного положительного эффекта: с одной стороны, повышается эксплуатационная эффективность оборудования, с другой – достигается требуемый уровень качества внутреннего воздуха, гарантирующий комфортное и безопасное нахождение людей в помещениях с ограниченным воздухообменом.

Схема кондиционирования помещения с использованием теплового насоса типа «воздух – воздух» приведена на рис. 2.

В схеме реализована утилизация холода вытяжного воздуха и поставка свежего охлажденного воздуха в помещение с длительным пребыванием рабочего персонала.

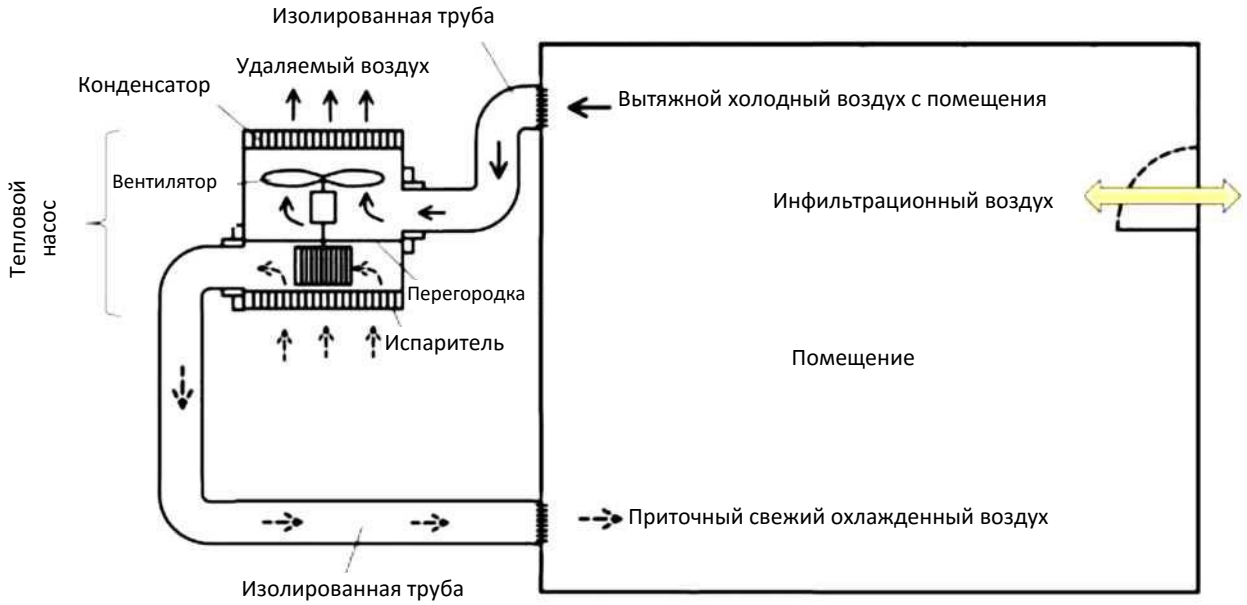


Рисунок 2. Схема кондиционирования помещения на базе теплового насоса типа «воздух–воздух» с рекуперацией холода удаляемого воздуха

Однако в коттеджах, жилых и общественных зданиях, в которых тепловая мощность системы вентиляции незначительна по сравнению с затратами теплоты на отопление, воздушный тепловой насос не способен обеспечить нагрузку на отопление и вентиляцию за счет только теплоты вентиляционных выбросов, поэтому возникает необходимость в дополнительном источнике теплоты.

Канализационные стоки считаются почти идеальным источником низкопотенциальной теплоты для тепловых насосов [7]. Утилизация этой теплоты может быть более эффективной, чем использование теплоты почвы, благодаря постоянной относительно высокой температуре сточных вод в течение отопительного сезона, достаточно большой мощности, благоприятным теплофизическим характеристикам. Практический интерес представляет собой опосредованное использование теплоты канализационных стоков с помощью теплообменников без их размещения непосредственно в потоках или емкостях сточных вод.

Тепловая нагрузка испарителя тепловом насосе (ТН), в этом случае будет определяться по выражению [4,8]:

$$Q_{исп} = G_{сум} \cdot c_p(t_{вх} - t_{вых}), \quad (1)$$

где $G_{сум} = G_{ат} + G_{вент}$ – суммарный массовый расход атмосферного $G_{ат}$ и вентиляционного $G_{вент}$ воздуха на испаритель ТН, кг/с;

$c_р$ – изобарная теплоемкость воздуха, кДж/ (кг°С);

$t_{вх}$, $t_{вых}$ – температуры воздуха на входе и на выходе из испарителя ТН соответственно, °С.

Затраты энергии на привод вентилятора можно определить по уравнению:

$$L_в = \frac{G_{сум}}{\rho_в} \Delta p \frac{1}{\eta}, \quad (2)$$

где $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м^3;

Δp – потери давления в испарителе ТН, кПа;

$\eta = \eta_в\ \eta_{пр}$; $\eta_в$ и $\eta_{пр}$ – КПД вентилятора и его привода соответственно. Принято, что в оптимальном режиме работы вентилятора $\eta в = 0{,}8$, а КПД привода $\eta_{пр} = 0{,}95$.

Тепловой поток, подведенный к помещению для компенсации затрат теплоты на отопление и вентиляцию, определяется по выражению:

$$Q_{от+вент} = Q_{от} + Q_{вент} = Q_{вент}\left(1 + \frac{1}{m}\right) = G_{вент} \cdot c_p(t_в - t_о)\left(1 + \frac{1}{m}\right), \quad (3)$$

где m – отношение потока теплоты на вентиляцию к потоку теплоты на отопление.

$$m = \frac{Q_{вент}}{Q_{от}}. \quad (4)$$

Уравнение теплового баланса ТН позволяет определить зависимость температуры смеси вентиляционного и подогретого атмосферного воздуха на выходе из испарителя ТН от коэффициентов k и n.

Коэффициент k представляет собой отношение потока теплоты сточных вод $Q_{с.в}$ к потоку теплоты на отопление $Q_{от}$ в зависимости от температуры окружающего воздуха и определяется из выражения:

$$k = \frac{Q_{с.в}}{Q_{от}}. \quad (5)$$

Коэффициент n является отношением массового расхода атмосферного воздуха $G_{ат}$ к суммарному расходу воздуха $G_{сум}$ через испаритель ТН.

$$n = \frac{G_{ат}}{G_{сум}}. \quad (6)$$

Зная коэффициенты m и k, можно определить количество воздуха, подогреваемого в теплообменнике на сточных водах.

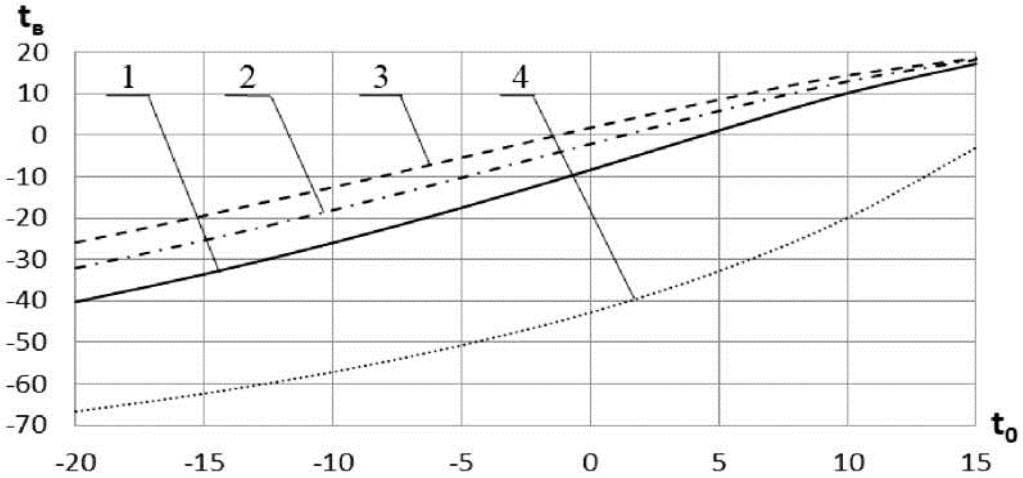
Численный анализ, реализованный методом последовательных приближений на основе установленных расчетных соотношений, позволяет оценить степень влияния на температуру воздушной смеси на выходе из испарителя теплового насоса таких факторов, как изменение температуры наружного воздуха, отношение тепловых потоков вентиляции и отопления, а также отношение теплового потока сточных вод к тепловому потоку на отопление.

При обосновании выбора параметра m учитывалось, что относительные затраты тепловой энергии на вентиляцию жилых помещений находятся в диапазоне 10 – 100% от расходов теплоты на отопление.

Для проведения анализа были заданы значения m = 0,2, k_p = 0,2; 0,3; 0,4, после чего выполнено сравнение полученных результатов для случая использования исключительно теплоты вентиляционных выбросов, то есть при n = 0.

Соотношение принятых величин, которое установлено с учетом современных реальных показателей аэродинамического сопротивления испарителя теплового насоса, как конвективного теплообменного аппарата, составило 0,1 [4].

Зависимости температуры смеси воздуха на выходе из испарителя ТН от температуры окружающей среды приведены на рис. 3. Представленные зависимости температуры смеси воздуха на выходе из испарителя $t_в$ от температуры наружного воздуха t_0 демонстрируют устойчивую линейную корреляцию, однако характер наклона и положение кривых определяются заданными коэффициентами m и k_p.



1 – 4 – *k*p = 0,2; 0,3; 0,4

Рисунок 3. Зависимости температуры смеси воздуха на выходе из испарителя ТН от температуры окружающей среды

Установлено, что увеличение коэффициентов m и k_p приводит к росту $t_в$, при фиксированной t_0. Можно утверждать, что в исследуемой схеме для определенных сочетаний параметров значения $t_в$, имеют место превышения температуры окружающего воздуха, что свидетельствует о повышении энергетической эффективности работы теплового насоса и улучшении условий его эксплуатации за счет предварительного подогрева воздуха на входе в испаритель.

Однако при увеличении тепловой нагрузки на вентиляцию, при m > 1, данный положительный эффект снижается, что объясняется возрастанием расхода воздуха через испаритель и сокращением времени контакта потока с теплообменной поверхностью. Это указывает на необходимость оптимизации соотношения параметров для достижения максимальной эффективности теплонасосной системы.

Список литературы:

1. Чиркин Н. Б. Некоторые особенности проектирования и эксплуатации теплонасосных систем теплохладоснабжения // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит / Н.Б. Чиркин, Е.В. Шерстов, А.С. Клепанда, В.А. Несвитайло. – 2010. – №6. – с. 27-36.

2. Степаненко В.А. Тепловые насосы: потенциал для снижения потребления электроэнергии в основных секторах экономики // Тепловые насосы / В.А. Степаненко. – 2015. – №3. – с. 44 – 48.

3. Yu-Yuan Hsieh. A study of heat-pump fresh air exchanger // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 132, – №5. – p. 708-718.

4. Богословский В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В.Н. Богословский, М.Я. Поз. – М.: Стройиздат, 1983. – 320с.

5. Федюшко Ю.М. Разработка энергоэффективной системы микроклимата птичника с использованием грунтовых вод и теплообменников-рекуператоров // Материалы II Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Образование, наука и инновации: современные вызовы / Ю.М. Федюшко, Е.А. Янченков, Ю. А. Жуковская. – Мелитополь: МелГУ, 2024. – С. 344 – 347.

6. Гаряев А.Б. Утилизация теплоты вторичных энергетических ресурсов в конденсационных теплообменниках: учебное пособие / А.Б. Гаряев, И.В. Яковлев. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 120 с.

7. Шелгинский А.Я. Системы отопления жилых, общественных и производственных зданий / А.Я. Шелгинский. – М.: Издательство МЭИ, 2012. – 116с.

8. Степаненко М.Н. Анализ эффективности использования теплонасосных установок для утилизации теплоты вентиляционных выбросов // Надежность и безопасность энергетики / М.Н. Степаненко, А.В. Мартынов, А.Я. Шелгинский. – 2021. – № 4 (14). – С. 180 -188.